

УДК 621.165

А.И. ТАРАСОВ, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.И. ДОЛГОВ, соискатель НТУ «ХПИ»

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Рассмотрены проблемы многопараметрической компьютерной оптимизации системы охлаждения рабочей лопатки газовой турбины. Показано, что проведение оптимизации в режиме диалога за ряд этапов, позволяет ощутить преимущество автоматизации по сравнению с ручным подходом.

Ключевые слова: газовая турбина, рабочая лопатка, система охлаждения, коэффициент теплоотдачи, оптимизация.

Введение

Проектирование систем охлаждения рабочих лопаток турбин представляет собой сложный процесс, занимающий много времени на выполнение многовариантных расчетов. В предыдущей работе авторов [1] были приведены примеры оптимизации простых систем охлаждения направляющих лопаток газовых турбин, в которых излагались возможности оптимизации в рамках программного комплекса ТНА [2]. Однако детальное изложение этапов оптимизации приведено не было.

При решении сложных многокритериальных оптимизационных задач с большим количеством варьируемых параметров, функциональных и параметрических ограничений положительный результат дают методы исследования, основанные на переборе векторов в многомерном пространстве параметров и анализе полученных решений с целью выбора наилучшего. Строго говоря, выбранное решение чаще всего получается субоптимальным, но при достаточно большом количестве исследуемых вариантов оно будет весьма близким к абсолютному оптимуму. Обычно для перебора используются точки, расположенные в узлах многомерных сеток или генерируются случайные точки с заданной плотностью распределения. Однако, в этих случаях требуются большие затраты машинного времени, поскольку для равномерного заполнения всей области поиска с достаточной плотностью необходимо использовать большое количество точек, а следовательно, рассчитать большое количество вариантов. В ТНА для оптимизации систем охлаждения использован метод ЛП-поиска [3], основанный на систематическом просмотре многомерного пространства параметров с помощью пробных точек. В качестве пробных точек использованы точки ЛП-последовательностей, являющихся по данным [4] наиболее равномерно распределенными среди всех известных в настоящее время последовательностей.

Компьютерная оптимизация таких сложных систем, как системы охлаждения, не может быть успешной, если стараться оптимизировать систему в целом, что является следствием большого числа варьируемых параметров, от которых зависит качество охлаждения. Поэтому целесообразным оказывается оптимизация отдельных частей системы охлаждения, влияние которых друг на друга несущественно. При этом количество варьируемых параметров и ограничений уменьшается, и процесс становится в большей степени предсказуемым.

Начальный этап оптимизации системы охлаждения рабочей лопатки

Очевидно, что в каждом конкретном случае процесс оптимизации имеет опреде-

© А.И. Тарасов, А.И. Долгов, 2013

ленную специфику. Поэтому, не претендуя на общность выводов, рассмотрим в качестве примера построение оптимальной системы охлаждения рабочей лопатки энергетической газовой турбины (рис. 1). Температура газа на входе в турбину составляла 1170 °С, степень сжатия воздуха в компрессоре – 15, расход газа – более 300 кг/с. Хорда лопатки на среднем радиусе приблизительно равнялась 120 мм, а высота лопатки – 150 мм.

Относительно низкая температура газа позволила ориентироваться на использование конвективной петлевой системы охлаждения. Система содержала две петли с независимой подачей воздуха (рис. 2). Воздух, проходящий по первой петле, совершал три хода в радиальном направлении и предназначался для охлаждения первой половины профиля лопатки, начиная от входной кромки. Отработанный воздух удалялся через дозирующее отверстие в торце лопатки в радиальный зазор. Второй поток воздуха проходил радиальный канал в средней части лопатки и после поворота на 180°, двигаясь от периферии к корню лопатки, постепенно стравливался в вихревую матрицу, расположенную прилегающей к выходной кромки лопатки в области. Непосредственно в области выходной кромки лопатки канал охлаждения содержал столбики-турбулизаторы.

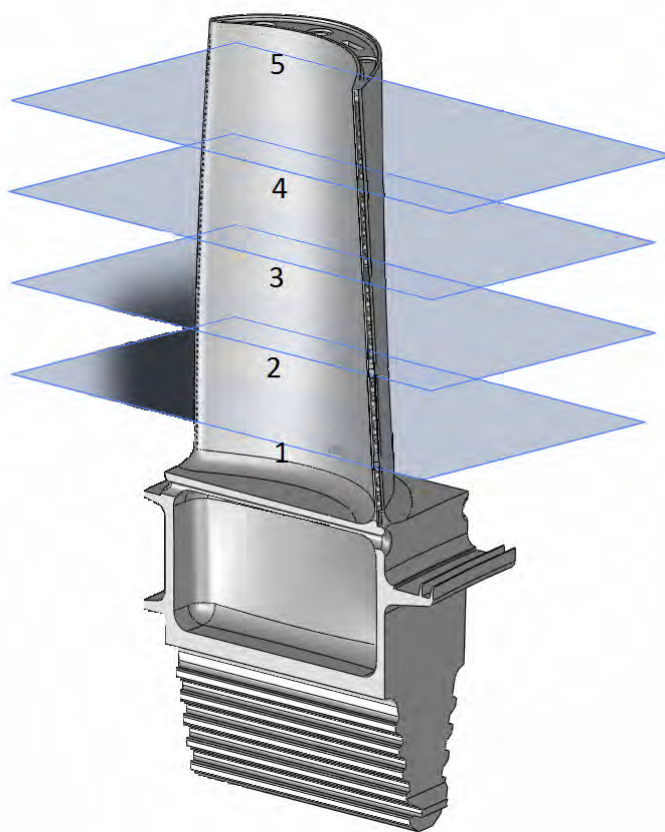


Рис. 1 – Рабочая лопатка газовой турбины с указанием деления пера лопатки на пять расчетных поясов

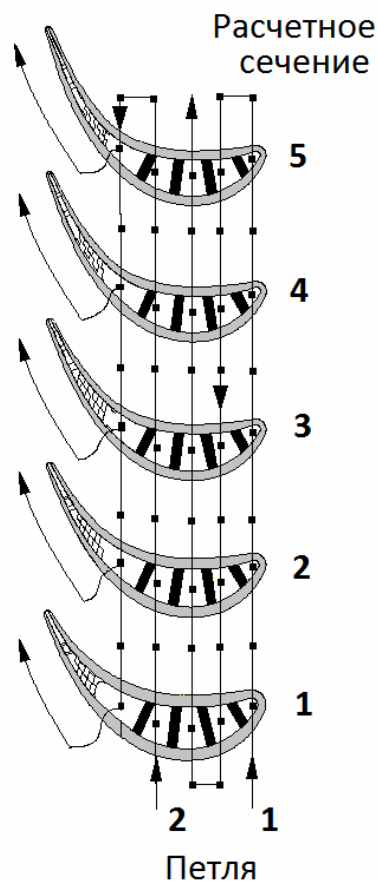


Рис. 2 – Схема перетекания воздуха в рабочей лопатке через расчетные сечения, расположенные посередине по высоте каждого из поясов. Точками показаны узлы гидравлической схемы

Выбрав схему охлаждения, на следующем этапе были определены основные геометрические размеры каналов, которые определялись главным образом расположением перегородок. В качестве исходного расположения перегородок для всех расчетных сечений было выбрано такое, как показано на рис. 4. Расстояние между перегородками, измеряемое по скелетной линии профиля, составляло 8, 10, 10, 10 мм, толщина перегородки равнялась 4 мм. Таким образом, канал с меньшим живым сечением располагался у входной кромки, на которой теплоотдача от газа выше. Перегородки располагались по нормали к скелетной линии профиля. Несмотря на равенство условных ширин каналов, их геометрия изменялась по высоте лопатки в силу изменения конфигурации профиля.

Заметим, что построение математической модели системы охлаждения целесообразно руководствоваться следующими соображениями.

1 Расчет охлаждения лопатки должен выполняться в сопряженной постановке, т.е. опираться на использование двух математических моделей: модели гидравлической сети и тепловой модели лопатки с обменом данными об условиях на границах соприкосновения моделей на каждой итерации. Используемый программный комплекс ТНА предполагает решение тепловой задачи методом конечных элементов в двухмерной постановке. Поэтому в случае лопатки тепловая модель должна быть представлена рядом поперечных сечений. Для этого разделим лопатку на пять одинаковых по высоте подобластей (поясов) (рис. 1) и разместим в середине каждой из них расчетное сечение (рис. 2). Учет радиального перетекания теплоты от одного расчетного сечения к другому будем учитывать приближенно решением одномерной задачи теплопроводности.

2 Наличие пяти расчетных сечений в тепловой модели предопределяет наличие соответствующих каналов в гидравлической модели, которые обеспечивали бы охлаждение каждой из подобластей. В соответствии с этим построена гидравлическая схема (рис. 3), в которой радиальные каналы охлаждения разделены на 10 участков (каналов). Каждая пара таких каналов отвечает за охлаждение соответствующего пояса на некотором участке профиля лопатки. Например, каналы В62 и В63 отвечают за охлаждение входной кромки лопатки в поясе 1.

3 В области выходной кромки (матрице и столбиках-турбулизаторах) проходное сечение каналов по ходу движения воздуха уменьшается, что вынуждает делить эти каналы на два-три последовательных канала для более точного учета потери давления и теплообмена.

Программы расчета воздухораспределения в системах охлаждения, как правило, имеют ограниченный набор каналов, т.е. набор корреляционных зависимостей для определения гидравлического сопротивления и теплоотдачи. Поэтому в случае отличия поперечного сечения канала от имеющегося в наборе приходится подыскивать наиболее близкий канал, как по форме, так и по способу интенсификации теплообмена канал. В связи с этим, радиальные каналы в лопатке были заменены эквивалентными каналами прямоугольного сечения (рис. 4), т.е. такими каналами, у которых периметр и площадь живого сечения равнялись соответственно периметру и площади живого сечения исходного канала.

Очевидно, что расчет и тем более оптимизация охлаждения невозможны без задания условий подвода теплоты от газа к лопатке. Определение значений коэффициента теплоотдачи на профиле лопатки является важнейшим этапом проектирования системы охлаждения. Теплоотдача на профиле лопатки изменяется

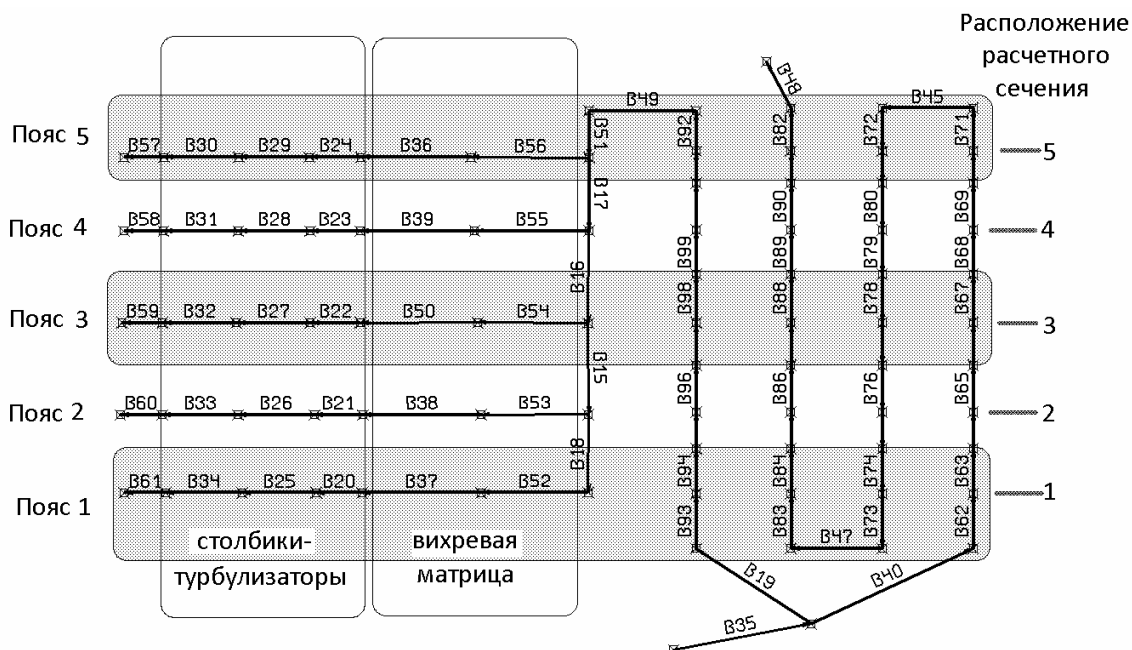


Рис. 3 – Принципиальная гидравлическая схема охлаждения рабочей лопатки

вдоль течения газа от входной кромки к выходной, и практически нет участков профиля, где она является постоянной величиной. Тем не менее, принято считать, что эпюра теплоотдачи имеет три характерные участка, на которых ее величина может быть принята постоянной. Используя экспериментальные зависимости и рекомендации [5, 6] были определены значения теплоотдачи в пяти выбранных сечениях на входной и выходной кромках, выпуклой и вогнутой сторонах лопатки. Постоянство теплоотдачи на участках размещения радиальных каналов охлаждения позволило выполнить оптимизации ширин каналов, так как их изменение не приводило к изменению граничных условий теплообмена от газа.

В ТНА имеется возможность при проведении расчета воздухораспределения в каналах охлаждения (так называемый «гидравлический» расчет) приближенно находить температуру наружной поверхности канала. Эта возможность позволяет сократить время предварительной оптимизации, так как достаточно затратный расчет методом конечных элементов температурного поля лопатки в данном случае не производится. При этом вместо двумерного расчета температуры используется решение для одномерной теплопроводности. Алгоритм расчета заключается в следующем. Для определения подогрева воздуха в каналах необходимо иметь среднюю температуру поверхности канала. Имея на некоторой итерации среднюю температуру воздуха и коэффициент теплоотдачи во всех каналах охлаждения, находятся температуры внутренней и внешней поверхности канала при условии задания: толщины стенки канала, коэффициента теплопроводности материала и граничных условий со стороны газа. Далее выполняется расчет воздухораспределения и подогрева воздуха в каналах, и вновь уточняются температуры наружной и внутренней поверхностей стенок.

В радиальных каналах охлаждения отвод теплоты происходит главным образом от стенок, принадлежащих к оболочке лопатки. Перегородки принимают участи в теплообмене значительно в меньшей степени. Поэтому для расчета подогрева воздуха в данных расчетах вводился коэффициент, учитывающий реальный тепловой периметр канала.

Следует признать, что результаты оптимизации ширин каналов оказались не удовлетворительными. Вначале предполагалось, что если на противоположных сторонах радиальных каналов (исключая перегородки) разместить поперечные ребра, приводящие к практически максимальной интенсификации теплообмена, то тогда, варьируя шириной каналов, можно достичь наилучшего охлаждения при минимальных затратах воздуха. Такие ребра высотой 1 мм с шагом 5 мм были размещены во всех радиальных каналах. В результате компьютерной оптимизации первой ветви действительно были найдены такие ширины каналов, прохождение воздуха в которых приводил к температуре поверхности близкой к допустимой и равной 850 °С. Ширина каждого из каналов при этом изменялась вдоль радиуса. Причем минимальное ее значение приходилось на среднее сечение лопатки, где температура газа была максимальной. Однако ширины каналов оказались в среднем равными 2–4 мм, т.е. соизмеримыми или меньше толщин перегородок. Причиной столь значительного уменьшения проходного сечения каналов явились большие значения гидравлического сопротивления каналов с ребрами одинаковой высоты, что не позволило пропустить через первую петлю необходимый расход воздуха. Конструкция с малыми ширинами каналов не была принята, так как при этом значительно сократилась бы охлаждаемая данными каналами поверхность лопатки.

Завершающий этап оптимизации системы охлаждения рабочей лопатки

Второй подход к оптимизации оказался удачным. Положение перегородок при оптимизации не изменялось, а варьировались высоты поперечных ребер. Для расчета гидравлического сопротивления и теплоотдачи в прямоугольных каналах с расположением поперечных ребер на противоположных стенках использовались зависимости [7]. При этом в каналах определялись два значения коэффициента теплоотдачи: на оребренных и неоребренных участках каналов. В данных расчетах температура поверхности лопатки находилась по одномерной теории теплопроводности, и поэтому использовались только значения теплоотдачи на оболочке лопатке. В дальнейшем при расчетах температурного поля лопатки в двумерной постановке использовались также вторые значения теплоотдачи, как условие для перегородок лопатки. Отдельно оптимизировались первая и вторая ветви охлаждения лопатки, поскольку их тепловая зависимость незначительна.

Рассмотрим некоторые результаты оптимизации первой ветви. В качестве варьируемых параметров использовались 15 значений высот поперечных ребер, а в качестве ограничений – максимальная допустимая температура наружной поверхности, равная 850 °С, в 16-ти характерных точках. Среди пяти тысяч вариантов удовлетворили ограничениям только 17, а именно варианты 2456, 2690, 2728, 3042, 3096, 3208, 3240, 3528, 3560, 3880, 3992, 4156, 4424, 4444, 4456, 4888, 4920. Лучшим из них, соответствующий минимальному расходу, был вариант 3042, в котором расход равнялся 40,7 г/с. Данные по оптимальным высотам ребер показаны на рис. 5. Максимальная высота ребер, а, следовательно, и коэффициента теплоотдачи, была достигнута в среднем сечении, в котором температура газа также максимальна. В канале 2 и 3 высоты ребер оказались больше в силу больших живых сечений каналов и большей температуры воздуха из-за нагрева в предыдущих каналах. Очевидно, что подобные результаты вручную было бы трудно получить. Аналогичным образом была оптимизировано охлаждение на участке второй ветви.

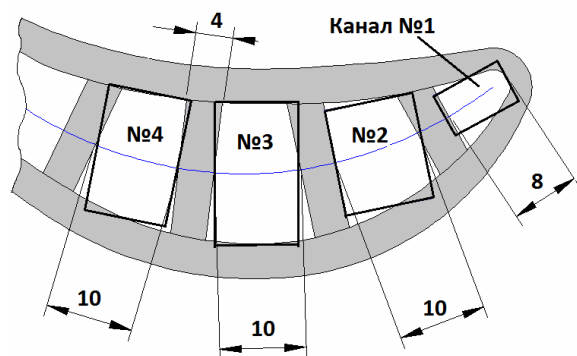


Рис. 4 – Размещение перегородок и эквивалентных прямоугольных каналов в среднем сечении

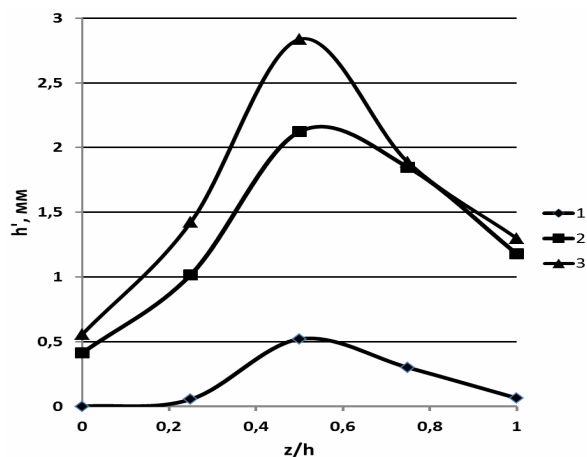


Рис. 5 – Оптимальные высоты поперечных ребер в каналах 1, 2, 3

На следующем этапе была выполнена оптимизация охлаждения лопатки в сопряженной постановке. При этом в качестве первого приближения использовались те геометрические размеры, которые соответствовали результатам предыдущей оптимизации. Таким образом, в качестве первого приближения уже применялась достаточно хорошо отработанная схема охлаждения. Тем не менее, ее расчет в сопряженной постановке показал более высокую температуру лопатки, чем ожидалось. Максимальное значение температуры составляло (890–900) °С, что явилось следствием использования одномерного подхода для расчета температуры поверхности. В дальнейшем доводка системы охлаждения заключалась в решении трех задач: снижении максимальной температуры лопатки до 850 °С, уменьшении неравномерности температуры поверхности лопатки, уменьшении расхода воздуха на охлаждение. В качестве варьируемых задавались следующие параметры: диаметр столбиков-турбулизаторов и шаги их размещения, шаг ребер в вихревой матрице, высоты поперечных ребер в радиальных каналах, диаметры подводящих каналов. Общее число этих параметров оказалось более 50-ти (рис. 6). Таким образом, на этом заключительном этапе была выполнена оптимизация системы охлаждения лопатки в целом, а не отдельных ее участков.

Успех оптимизации в значительной степени зависит от того, каким образом заданы диапазоны изменения каждого из варьируемых параметров. В общем случае диапазоны задаются из геометрических ограничений, т.е. исходя из возможности размещения турбулизаторов в каналах с учетом ограничения минимальных значений шагов между турбулизаторами, ребрами, еще не приводящими к полному перегораживанию живого сечения каналов. При таком подходе, т.е. когда варьирование значениями параметров происходит в возможных с точки зрения изготовления пределах, компьютерная оптимизация отвечает на вопрос о пригодности выбранной схемы для охлаждения. Опыт показывает, что из общего числа вариантов расчетов системы охлаждения только небольшое их число удовлетворяет выбранным ограничениям. Так в данном случае из 20000 вариантов только несколько десятков вписывались в температуру поверхности в заданном диапазоне (760–850) °С. Среди этих вариантов наименьший расход, равный 131,8 г/с, соответствовал варианту 15262 (рис. 7 и 8).

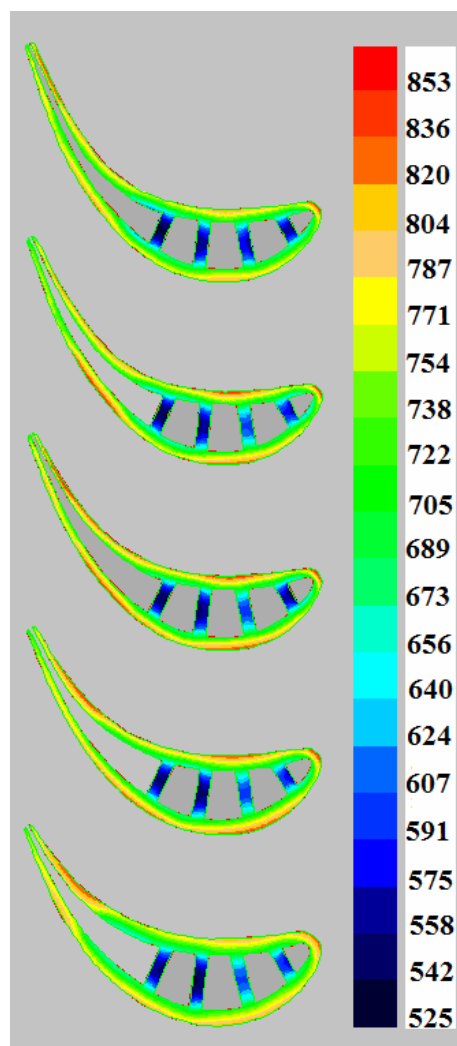


Рис. 7 – Температурное поле рабочей лопатки с оптимизированной системой охлаждения

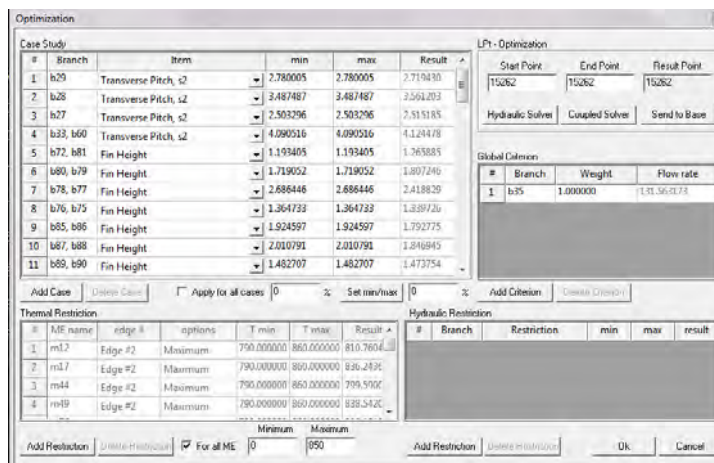


Рис. 6 – Диалоговый экран в ТНА для задания параметров оптимизации

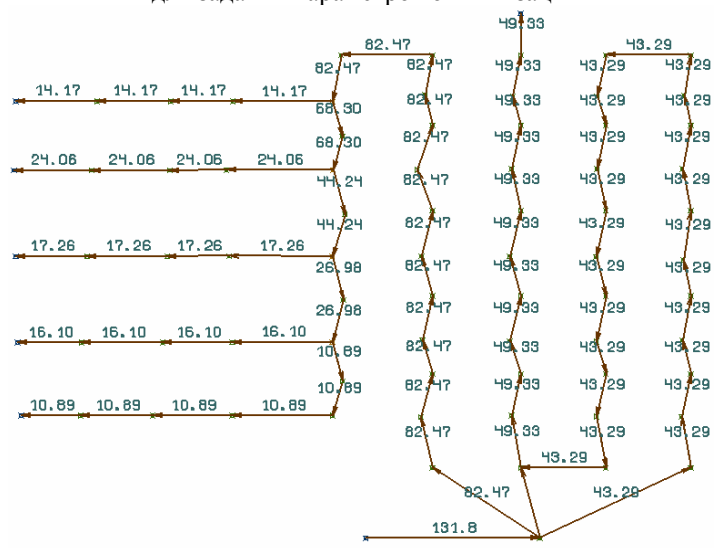


Рис. 8 – Расход воздуха (г/с) в ветвях оптимизированной системы охлаждения рабочей лопатки

В результате оптимизации геометрические размеры каналов, ребер, цилиндрических столбиков и другие геометрические характеристики каналов определялись с точностью, который позволяет расчёт на компьютере. В инженерной практике задание таких размеров не принято. Поэтому после оптимизации должно быть выполнено округление размеров, до значений которые определены технологическими возможностями производства.

Выводы

1 Несмотря на некоторые опасения, показана целесообразность компьютерной оптимизации при построении эффективных систем охлаждения лопаток газовых турбин.

2 Компьютерная оптимизация позволяет оценить пригодность выбранной схемы охлаждения для данных условий работы лопатки газовой турбины.

3 Целесообразно проведение поэтапной оптимизации. На начальном этапе проводится оптимизации гидравлической сети с приближенным расчетом температуры

поверхности лопатки, на завершающем этапе выполняется доводка системы охлаждения с подробным расчетом температурных полей лопатки.

Список литературы: 1. Тарасов, А.И. Стратегия оптимизации систем охлаждения лопаток газовой турбины методом *LP*-поиска применительно к сетевой модели [Текст] / А.И. Тарасов, А.И. Долгов // Электронное моделирование. – К.: НАН Украины, 2010. – Т. 32, № 1. – С. 105-112. 2. Заявка 2006613693 Российская Федерация, ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) [Текст] / Тарасов А.И., Долгов А.И.; Заявитель и патентообладатель А.И. Тарасов, А.И. Долгов. – № 2006613871; заявл. 02.11.06; опубл. 10.11.06. 3. Соболев, И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями [Текст] / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 110 с. 4. Соболев, И.М. О наилучших равномерно распределенных последовательностях [Текст] / И.М. Соболев // Успехи математических наук. – 1977. – Т. 32, № 2. – С. 231-232. 5. Швеиц, И.Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин [Текст] / И.Т. Швеиц, Е.П. Дыбан. – К.: Наукова думка, 1974. – 488 с. 6. Копелев, С.З. Конструкция и расчет систем охлаждения [Текст] / С.З. Копелев, А.Ф. Слитенко. – Х.: Основа, 1994. – 240 с. 7. Han, Je-Chin Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology [Текст] / Je-Chin Han, S. Dutta, S. Ekkad // Taylor & Francis. – 2000. – P. 646.

Поступила в редколлегию 01.02.13

УДК 621.165

Оптимизация системы охлаждения рабочей лопатки энергетической газовой турбины [Текст] / А.И. Тарасов, А.И. Долгов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 69-76. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто проблеми багатопараметричної комп'ютерної оптимізації системи охолодження робочої лопатки газової турбіни. Показано, що проведення оптимізації в режимі діалогу за ряд етапів, дозволяє відчувати перевагу автоматизації в порівнянні з ручним підходом.

Ключові слова: газова турбіна, робоча лопатка, система охолодження, коефіцієнт тепловіддачі, оптимізація.

Multi-parameter computer optimization of cooling power rotor blade of a gas turbine are considered. It is shown that the optimization in a dialogue for a number of stages, allows getting the advantage of automation compared to the manual approach.

Keywords: gas turbine, blade, cooling system, heat transfer coefficient, optimization.